

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Динамическая балансировка роторов

Электронные методические указания

САМАРА
2012

УДК 629. 7. 017

Составитель: **Гареев Альберт Минеасхатович**

Рецензент: Суслин А. В., к.т.н., доцент кафедры основ конструирования машин

Динамическая балансировка роторов [Электронный ресурс] : электрон. метод. указания / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. А. М. Гареев. - Электрон. текстовые и граф. дан. (0,7 Мбайт). - Самара, 2012. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Методические указания знакомят с методиками статического уравнивания и динамической балансировки; содержат сведения о технологическом процессе, обеспечивающем высокую точность балансировки роторов.

Предназначены для студентов факультета инженеров воздушного транспорта, обучающихся по направлению бакалавриата 162300.62 «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей», и могут быть использованы при проведении лабораторных работ по дисциплине «Производство и ремонт летательных аппаратов и двигателей» в 8 семестре, а также курсовых и дипломных работ.

Разработаны на кафедре эксплуатации авиационной техники.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УРАВНОВЕШИВАНИИ ДЕТАЛЕЙ.....	4
1.1 Статическое уравнивание.....	7
1.2 Погрешности, возникающие при статическом уравнивании на параллелях.....	11
1.3 Динамическое балансирование.....	17
1.4 Принципы определения величины и местоположения дисбаланса.....	24
2 КОНСТРУКЦИЯ БАЛАНСИРУЕМОГО РОТОРА.....	28
3 ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ СТАНКА АМ – 10	28
4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО БАЛАНСИРОВКЕ РОТОРА.....	31
5 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА.....	39
6 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	39
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	39

Цель работы: Изучение технологических указаний по выявлению и устранению имеющегося дисбаланса ротора компрессора осевого типа, приобретение практических навыков по выполнению операций балансировки на станке.

1 Общие сведения об уравнивании деталей

В процессе сборки ротора, состоящего из большого количества деталей (дисков, барабанов, валов, лопаток и др.) трудно обеспечить положение центра массы ротора на оси вращения даже при высокой точности изготовления каждой из осесимметричных деталей. Значительное влияние на смещение центра массы от оси вращения оказывает точность изготовления отдельных лопаток (отклонения по весу, смещения центра массы лопатки от замка). Смещение центра массы происходит и на уравновешенном при изготовлении роторе, когда в процессе ремонта отдельные детали зачищаются от коррозии, зашлифовываются погнутости, вмятины, завариваются трещины или заменяются детали. В процессе эксплуатации также может появляться местная эрозия материала, вытяжка отдельных лопаток, остаточные деформации деталей и т.п.

Несовпадение центра массы с осью вращения ротора вызывает при вращении появление вибрационных нагрузок, кратных частоте вращения. Эти нагрузки снижают долговечность подшипников и могут привести к разрушению всего двигателя при определенной величине дисбаланса.

Рассмотрим физическую сущность возникновения вибрации на примере модели (рисунок 1), состоящей из вала на двух опорах I, II и груза G , укрепленного на стержне, на расстоянии e от оси вала до центра массы этого груза.

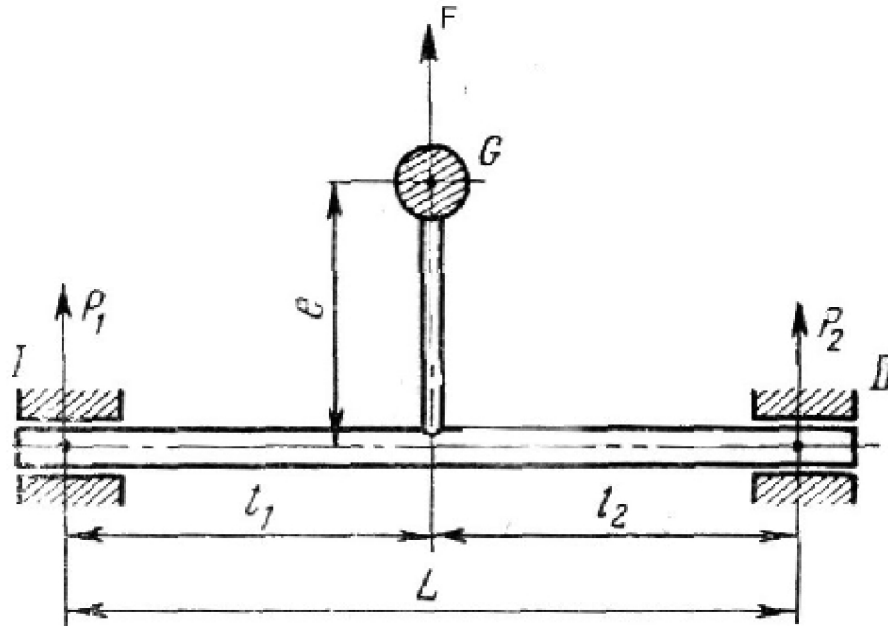


Рисунок 1 - Схема возникновения вибрации

При вращении вала от груза G (масса стержня в расчет не принимается) появляется неуравновешенная центробежная сила F , определяемая по выражению:

$$F = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot e, \quad (1)$$

где: n - частота вращения, мин^{-1} ;

e - эксцентриситет массы ротора;

g – ускорение силы тяжести.

Эта сила, в общем случае вызвала бы перемещение вала в направлении её действия, но опоры I и II препятствуют перемещению, испытывая давления соответственно P_1 и P_2 . Силы P_1 и P_2 параллельны силе F и находятся с ней в одной плоскости, проходящей через

ось вала.

Величины сил P_1 и P_2 можно найти из следующих соотношений:

$$\begin{aligned} P_1 &= F \frac{l_2}{L}; \\ P_2 &= F \frac{l_1}{L}. \end{aligned} \quad (2)$$

Сила F вращается вместе с валом и непрерывно меняет угловое направление своего действия. Точно так же меняют направление своего действия силы P_1 и P_2 периодически сообщая креплениям опор I и II импульсы, которые и проявляются в виде вибраций.

Нормальное, спокойное вращение ротора в подшипнике наблюдается при соотношении

$$F \leq (0,2 \div 0,3)G. \quad (3)$$

В этом случае точка контакта вращающегося вала с подшипником смещается в обе стороны от крайнего нижнего положения по дуге $A-A^I-A^{II}-A$ за один оборот ротора (рисунок 2).

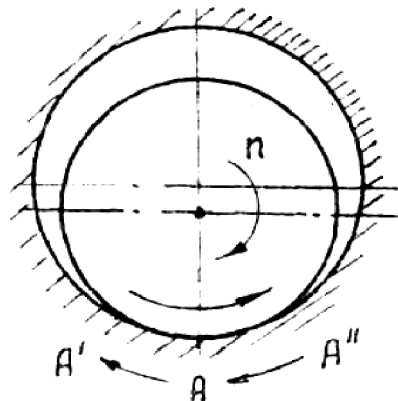


Рисунок 2 - Смещение точки контакта при работе

Уменьшением величины e можно при заданных n и G получить приемлемое для работы значение $F \leq (0,2 \div 0,3)G$.

Таким образом, для устранения вибраций на опорах необходимо добиться совпадения центра массы груза G с осью вала.

Для приведения центра массы на ось или (при невозможности такого приведения) для снижения сил, действующих на опоры, проводится балансировка роторов посредством либо снятия части металла конструкции со стороны "тяжелого" места, либо установки дополнительных грузов со стороны "легкого" места.

1.1 Статическое уравнивание

Статическая неуравновешенность (рисунок 3) наблюдается у деталей с массой, сосредоточенной практически в одной плоскости вращения (диски, колеса, воздушные винты и т.п.)

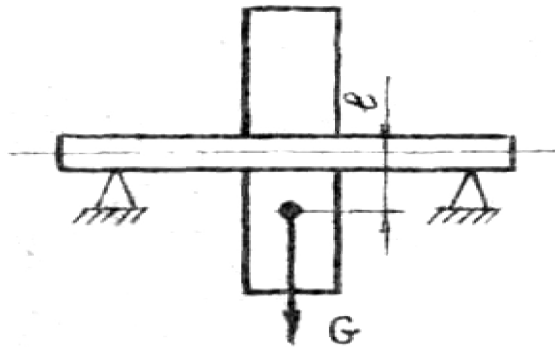


Рисунок 3 – Статическая неуравновешенность

Процесс приведения центра массы узла или детали к его геометрической оси называется статическим уравниванием.

В принципе статическое уравнивание заключается в следующем. Поскольку диск статически неуравновешен и из-за несовпадения центра массы S с геометрической осью O имеется статический дисбаланс (рисунок 4)

$$D_{ст} = G_D e, \quad (4)$$

то для приведения центра массы S к геометрической оси O необхо-

димо с диаметрально противоположной стороны диска установить груз q на определенном радиусе r с тем, чтобы внесенный компенсирующий дисбаланс $D_{ст1} = qr$ был бы равен исходному дисбалансу $D_{ст}$. При внесении компенсирующего груза q центр массы диска сместится на величину e и попадет на геометрическую ось. Тем самым будет достигнуто условие статической уравновешенности

$$D_{ст1} = D_{ст}.$$

Это условие можно получить не только внесением груза q , но и съемом со стороны дисбаланса $D_{ст}$ массы металла, равной грузу q на том же радиусе r . Съем металла вызовет с противоположной стороны диска появление некомпенсированного дисбаланса $D_{ст1} = D_{ст}$, т. е. центр массы в этом случае также попадет на геометрическую ось и будет выполнено условие статической уравновешенности.

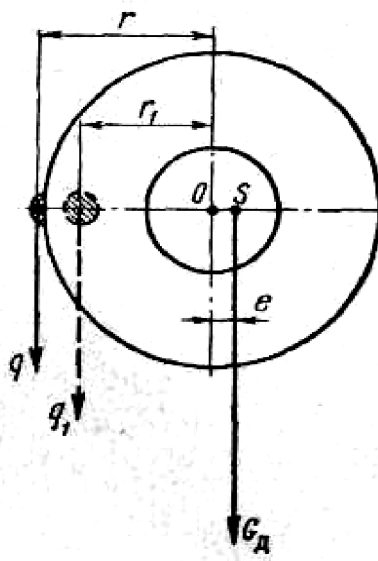


Рисунок 4 – Варианты статического уравнивания

Сторона диска, в направлении которой смещен центр массы, называется тяжелым местом диска; диаметрально противоположная

сторона называется легким местом диска.

Радиус расположения компенсирующего груза или съема металла выбирают, исходя из конструктивных возможностей деталей.

При выбранном радиусе уравнивания масса компенсирующего груза определится из соотношения

$$q = \frac{D_{CT}}{r}. \quad (5)$$

Для другого радиуса уравнивания, например r_1 , компенсирующий груз будет равен

$$q_1 = \frac{D_{CT}}{r_1}. \quad (6)$$

Для статической балансировки применяются специальные устройства. Наиболее распространенными из них являются балансировочные параллели, представляющие собой параллельные друг другу призматические направляющие, опорные поверхности которых лежат в одной горизонтальной плоскости. На эти

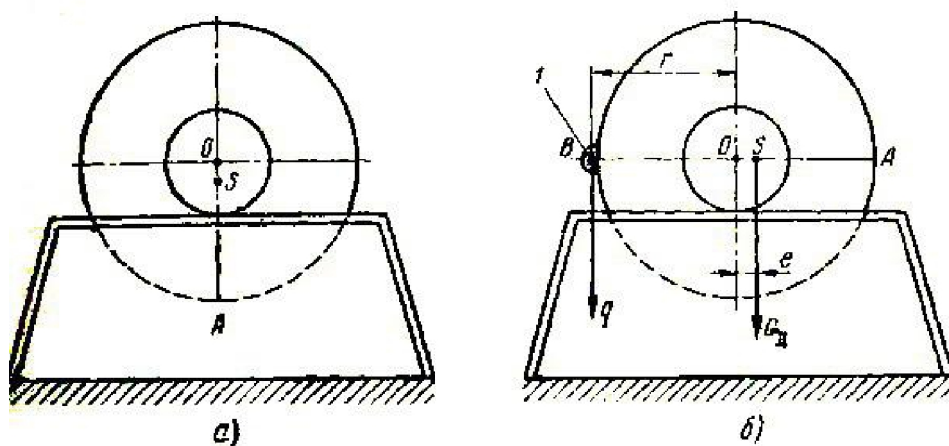


Рисунок 5 – Статическая балансировка на параллелях:

a – положение устойчивого равновесия; *б* – положение наибольшего значения статической неуравновешенности

направляющие опираются шейки вала или цапфы специальных

оправок балансируемого узла или детали (рисунок 5,а). Оправки применяются, когда у детали нет достаточных опорных поверхностей.

Диск, который необходимо уравновесить, устанавливается на параллели. Прежде всего, нужно определить тяжелое место диска.

Неуравновешенный диск под действием некомпенсированной массы в тяжелом месте повернется на параллелях так, что его центр массы S всегда будет находиться в вертикальной плоскости внизу (рисунок 5, а).

Нанесем на поверхности диска вертикальную риску A , проходящую через его геометрическую ось, и тем самым определим направление радиуса, на котором лежит тяжелое место, т. е. его угловое положение. Для определения величины исходного дисбаланса повернем диск так, чтобы риска A заняла горизонтальное положение (рисунок 5,б), при котором, как было уже сказано, статический дисбаланс достигнет своего максимального значения.

В легком месте диска, т. е. на линии AOB , добавим такой груз q (обычно наклепкой пластилина 1) на определенном радиусе r , чтобы получившийся дисбаланс $D_{ст1} = qr$ был бы равен исходному $D_{ст}$. Тогда диск будет уравновешен.

Таким образом, масса наклепки q и есть тот груз, какой нужно ввести для уравнивания. Силой тяжести наклепки q , умноженной на r , определяется величина исходного дисбаланса, т. е.

$$D_{ст} = D_{ст1} = q \cdot r.$$

При известной силе тяжести диска G_D можно также определить величину смещения центра массы e , а именно:

$$D_{\text{ст}} = G_{\text{д}} \cdot e = q \cdot r.$$

откуда

$$e = \frac{q \cdot r}{G_{\text{д}}} . \quad (7)$$

Значение e определяет величину статического дисбаланса и используется для характеристики точности балансировочных устройств.

Груз, равный по силе тяжести налечке, придается диску в виде специальных балансировочных болтов с разновысокими головками (для подбора), для чего в конструкции диска предусматриваются равномерно распределенные по окружности резьбовые отверстия под эти болты, разновесные пластины под головки болтов и т.п. Часто применяют съем металла со стороны тяжелого места путем шлифования поверхности диска с последующей тщательной заполировкой места съема.

1.2 Погрешности, возникающие при статическом уравнивании на параллелях

1) балансировочные параллели не установлены точно в горизонтальной плоскости (рисунок 6). Очевидно, что оправка или вал и параллели будут, соприкасаться в точке A , смещенной на величину a в сторону от вертикали, опущенной из центра диска. Тогда исходный дисбаланс будет определен как

$$D_{\text{ст}} = G_{\text{д}}(e - a),$$

а компенсирующий дисбаланс — как

$$D_{ст1} = q(r+a). \quad (8)$$

Таким образом, на перекошенных параллелях диск будет статически уравновешен, но при установке его на горизонтальные параллели точка касания будет находиться в точке **B**.

В этом случае исходный дисбаланс будет

$$D'_{ст} = G_d \cdot e,$$

а компенсирующий

$$D'_{ст1} = q_1 \cdot r.$$

Следовательно, ошибка в определении исходного дисбаланса будет

$$D'_{ст} - D_{ст} = G_d \cdot e - G_d(e - a) = G_d \cdot a, \quad (9)$$

и диск практически останется неуравновешенным.

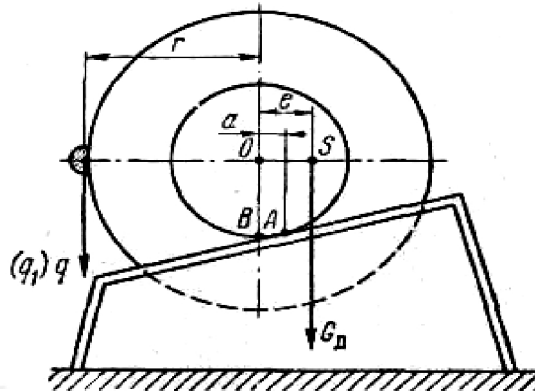


Рисунок 6 – Ошибка при уравнивании на негоризонтальных параллелях

Для устранения влияния неточности в установке параллелей по горизонтали применяется следующий способ: определенное уже известным способом тяжелое место диска разворачивается в горизонтальную плоскость. В легком месте диска на радиусе уравнивания r наносится наклепкой пластина компенсирующий груз q_k с тем, чтобы полученный компенсирующий дисбаланс $q_k \cdot r$ был бы меньше исходного и допустил бы поворот диска в сторону исход-

ного дисбаланса на некоторый угол α (рисунок 7а), при котором, следовательно, новое тяжелое место перешло бы в вертикальную плоскость. Оставшийся в диске дисбаланс, который вызвал поворот диска на угол α , равен (принимая касание в точке **B** по рисунку 6):

$$D'_{\text{ост}} = G_D e - q_k \cdot r. \quad (10)$$

Затем диск поворачивается на 180° и к уже имеющемуся грузу q_k добавляется такой груз p , который вызвал бы поворот диска на такой же угол α в том же направлении (рисунок 7 б).

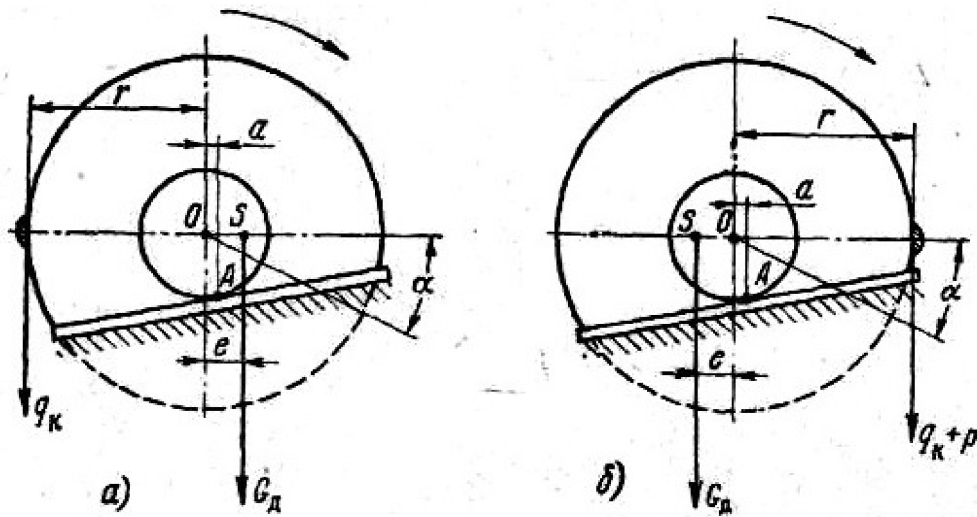


Рисунок 7 – Метод уравнивания диска с поворотом на угол 180°

Этот новый дисбаланс будет

$$D''_{\text{ост}} = (q_k + p)r - G_D e. \quad (11)$$

Так как в обоих случаях дисбалансы, вызвавшие поворот диска на один и тот же угол α , равны, то можно записать, используя уравнения (10) и (11):

$$G_D e - q_k \cdot r = (q_k + p)r - G_D e,$$

откуда

$$2G_{\text{д}} \cdot e = 2q_k r + pr,$$

или

$$G_{\text{д}} \cdot e = \frac{2q_k + p}{2} r. \quad (11a)$$

Следовательно, компенсирующий груз будет

$$q = q_k + \frac{p}{2}.$$

Взвесив наклейки q_k и p и поделив наклейку p пополам, получим массу компенсирующего груза, который должен быть внесен в легкое место диска или снят со стороны тяжелого места. Причем груз, который окончательно устанавливается на диск, и с которым диск будет работать на двигателе, не обязательно будет равен q , так как радиус уравнивания наклейками r может не совпадать с радиусом окончательной постановки груза r_1 . Место постановки груза предусматривается конструкцией, место же постановки наклеек может выбираться в наиболее удобных для этого местах. Тогда масса окончательного груза будет

$$q_1 = q \frac{r}{r_1}.$$

2) упругая деформация параллелей от силы тяжести диска (рисунки 8). Диск поворачивается на параллелях под действием дисбаланса $D_{\text{ст}} = G_{\text{д}} \cdot e$. Силой, сопротивляющейся повороту является сила трения качения T_o , которая создает момент трения качения

$$M_{\text{КАЧ}} = T_o \cdot r = G_{\text{д}} \cdot r \cdot f \quad (12)$$

где G_D — сила тяжести диска;

r — радиус оправки или вала;

f — коэффициент трения, зависящий от материала, твердости, чистоты и состояния контактных поверхностей параллелей и оправки.

Диск повернется на параллелях под действием дисбаланса только в том случае, если $D_{ст} > M_{КАЧ}$.

Если же окажется, что $D_{ст} < M_{КАЧ}$, то дисбаланс не сможет повернуть диск и он в любом из своих угловых положений будет находиться в состоянии безразличного равновесия. Отсюда следует, что момент трения качения определяет ту величину статического дисбаланса, которая не может быть обнаружена проворачиванием диска на параллелях.

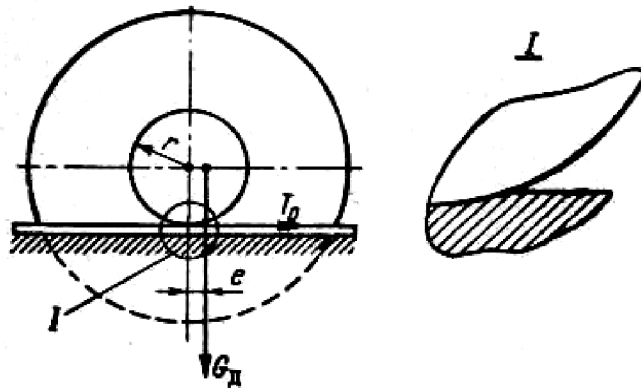


Рисунок 8 – Пластическая деформация параллелей от силы тяжести диска

Из анализа формулы

$$M_{кач} = G_D \cdot r \cdot f$$

можно заключить, что чувствительность балансировочного устройства зависит от силы тяжести балансируемой детали, качества и твердости поверхности оправки и параллелей и от радиуса

оправки.

Повышения точности статического уравнивания добиваются способом обхода контрольным грузом. Для этого окружность ротора делят на четное число (8—12) равных частей (рисунок 9, а) и затем в отмеченных точках прикрепляют последовательно такие минимальные грузы ΔG , которые создадут моменты, необходимые для преодоления момента трения. При этом ротор каждый раз устанавливают так, чтобы отметка с грузом находилась на горизонтальной линии, соединяющей ее с осью ротора. Точка, где требуется прикрепить самый минимальный груз, будет наиболее близкой к тяжелому месту ротора (рисунок 9, б). Величину и место остаточного дисбаланса можно определить по

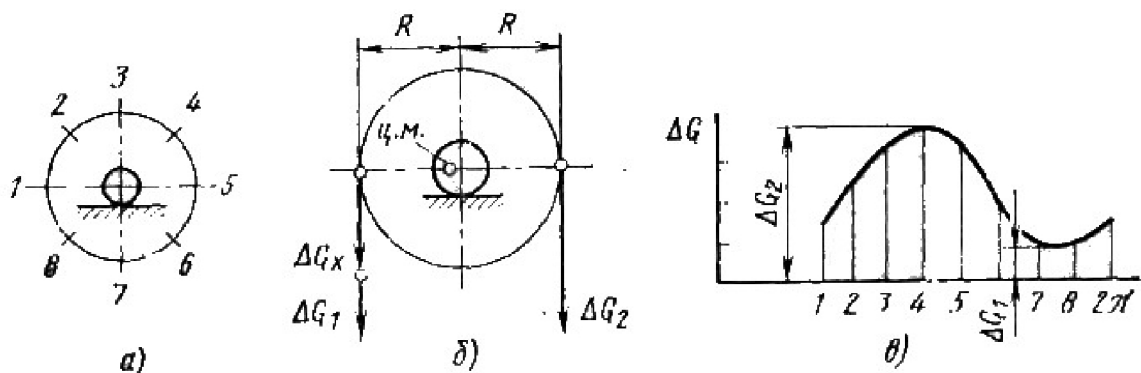


Рисунок 9 – Метод обхода контрольным грузом

диаграмме (рисунок 9, в), на которой по оси ординат откладывают вес грузов, а по оси абсцисс развертку окружности ротора. Построенная кривая будет иметь вид синусоиды, и расположение минимума будет указывать на угловое положение вектора остаточного дисбаланса. Величина его определяется на основании уравнения моментов, поворачивающих ротор (рисунок 9, б):

$$\Delta G_1 \cdot R + \Delta G_X \cdot R = \Delta G_2 \cdot R - \Delta G_X \cdot R, \quad (13)$$

где ΔG_1 , ΔG_2 — соответственно наименьший и наибольший (среди минимальных) грузы, а $\Delta G_X \cdot R$ — остаточный дисбаланс (приведенный к радиусу ротора), равный

$$\Delta G_X \cdot R = \frac{(\Delta G_2 - \Delta G_1) \cdot R}{2}.$$

Следовательно, дополнительный груз, который необходимо прикрепить к легкому месту (на рисунке 9 вблизи отметки 4), равен полуразности наибольшего и наименьшего грузов,

$$\Delta G_X = \frac{(\Delta G_2 - \Delta G_1)}{2}. \quad (14)$$

1.3 Динамическое уравнивание

Статическая уравновешенность для высокооборотных роторов газотурбинных двигателей не исключает появления значительных уровней вибраций на опорах.

На рисунке 10 показан статически уравновешенный ротор

$$G_p \cdot e = q \cdot r.$$

Центр массы ротора, смещенный на величину e , и место постановки компенсирующего груза в точке A , как это следует из условия статической уравновешенности, лежат в одной плоскости проходящей через геометрическую ось ротора, являющуюся его осью вращения. При вращении ротора появятся следующие центробежные силы:

от исходного дисбаланса

$$P_{Ц} = \frac{G_p \cdot e}{g} \omega^2; \quad (15)$$

от компенсирующего груза

$$P_K = \frac{q \cdot r}{g} \omega^2. \quad (16)$$

Но так как $G_p \cdot e = q \cdot r$ и $P_{Ц} = P_K$, возникает пара сил, момент которой равен

$$M = P_{Ц} \cdot d. \quad (17)$$

Момент стремится вывернуть ротор из опор и оказывает на эти опоры одинаковые по величине давления

$$P_1 = P_2 = \frac{M}{L}. \quad (18)$$

Величины сил P_1 и P_2 не зависят от положения исходного и

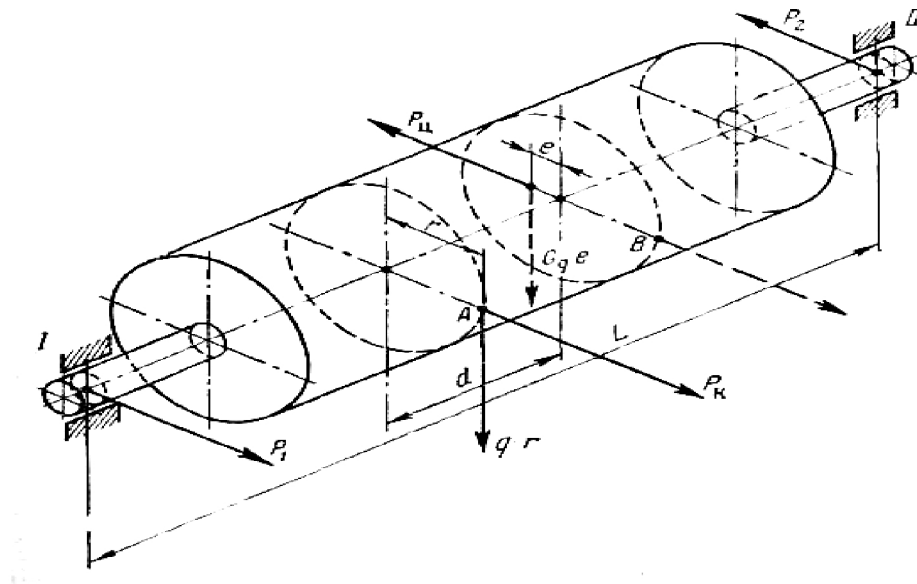


Рисунок 10 – Схема сил, действующих при вращении статически уравновешенного ротора

компенсирующего дисбалансов по оси относительно опор, а только

от их взаимного положения, т. е. от расстояния d .

Таким образом, из рисунке 10 становится очевидным, что статическая уравновешенность ротора не исключает появления сил, действующих на опоры.

Если при статическом уравнивании компенсирующий дисбаланс расположить не в точке **A**, а в точке **B** (рисунок 10), то на опорах силы P_1 и P_2 не возникли бы.

Отсюда делаем вывод, что для полного уравнивания роторов необходимо выполнение дополнительного условия, а именно: обязательное расположение исходного и компенсирующего дисбалансов в одной плоскости, перпендикулярной геометрической оси ротора. Однако это условие практически не выполнимо, так как невозможно определить, в какой из плоскостей и на каком расстоянии от опор расположен исходный дисбаланс. Поэтому одно статическое уравнивание не может устранить вибрации роторов. Для полного устранения вибрации, а практически для снижения ее уровня до вполне допустимых величин, применяется **динамическая балансировка роторов**.

Процесс приведения центра массы вращающегося узла (детали) к оси вращения во всех плоскостях, перпендикулярных ей, называется **динамической балансировкой**.

При идеальной динамической уравновешенности центры массы в любой из указанных плоскостей узла (детали) должны лежать на оси вращения. Такая ось вращения называется **свободной осью**. На нее не действуют силы инерции, и вибрация подшипников в этом случае будет отсутствовать.

Таково теоретическое толкование динамической балансировки. Так как практически невозможно определить местоположение плоскости неуравновешенности, то процесс динамической балансировки сводится к устранению или, вернее, к снижению до допустимого уровня инерционных сил, действующих на опоры ротора.

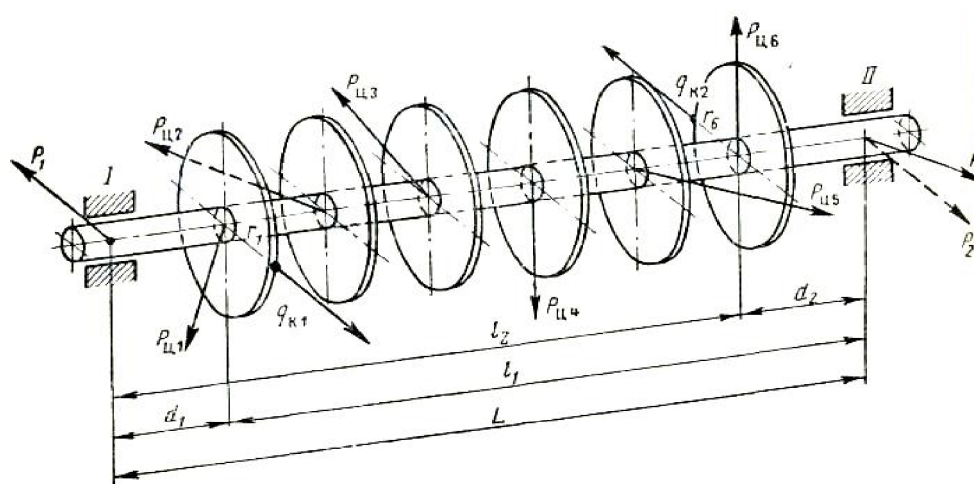


Рисунок 11 – Общий случай динамической неуравновешенности

На рисунке 11 приведен общий случай динамической неуравновешенности. При вращении ротора с шестью дисками в результате действия сил инерции $P_{ц1}$ — $P_{ц6}$ на опорах I и II возникают силы P_1 и P_2 и пропорциональные этим силам вибрации.

На этом примере рассмотрим принципы динамического уравновешивания. Опоры I и II могут быть закрепленными, без нарушения свободы вращения, и освобожденными.

Освобождение опор означает возможность их свободного колебания либо в вертикальной, либо в горизонтальной плоскости.

Исходя из конструктивных особенностей современных балансировочных станков, в дальнейшем будем рассматривать освобождение опор и действие сил P_1 и P_2 только в горизонтальной плоскости.

Для устранения вибрации опоры **I** закрепим ротор в опоре **II** и освободим опору **I**. Затем на радиусе r_1 установим компенсирующий груз q_{k1} диаметрально противоположно направлению силы P_1 подобранный из условия равенства моментов от груза q_{k1} и силы P_1 относительно закрепленной опоры **II**. Для простоты подсчетов условимся, что в принятые нами величины сил P_1 и P_2 не входит множитель ω^2 , что возможно потому, что весь процесс динамического уравнивания протекает при $\omega = \text{const}$. Итак,

$$q_{k1} \cdot r_1 \cdot l_1 = P_1 \cdot L; \quad q_{k1} = \frac{P_1 \cdot L}{r_1 \cdot l_1}. \quad (19)$$

Следовательно, при вращении ротора с установленным грузом q_{k1} при закрепленной опоре **II** на опору **I** силы действовать не будут, а вибрации ее будут устранены.

Теперь необходимо устранить вибрацию опоры **II**. Для этого закрепим опору **I** и освободим опору **II**. Заметим, что сила P_2 изменила свою величину и направление от добавления груза q_{k1} и стала P'_2 . Для уравнивания силы P'_2 установим на радиусе r_6 компенсирующий груз q_{k2} диаметрально противоположно направлению силы P'_2 . Груз q_{k2} подберем из равенства моментов сил относительно закрепленной опоры **I**, т. е.

$$q_{k2} \cdot r_6 \cdot l_2 - q_{k1} \cdot r_1 \cdot d_1 = P_2 \cdot L,$$

откуда

(20)

$$q_{k2} = \frac{P_2 \cdot L - q_{k1} \cdot r_1 \cdot d_1}{r_6 \cdot l_2}.$$

В этом случае при вращении ротора и при закрепленной опоре

I из-за равенства моментов сил относительно опоры *I* также будет достигнуто условие динамического равновесия и вибрации на опоре *II* устранятся.

Однако, если произвести перезакрепление опор, т. е. опору *I* освободить и закрепить опору *II*, то динамическое равновесие, ранее полученное для опоры *I*, нарушится из-за введения груза q_{k2} .

Поэтому необходимо провести корректировку груза q_{k1} . Корректированный же груз q_{k1} при перезакреплении опор снова вызовет нарушение динамического равновесия для опоры *II* и т. д.

Для динамического равновесия ротора необходимо выполнение условия равенства моментов всех сил как относительно опоры *I*, так и относительно опоры *II*. Только в этом случае при одновременном освобождении опор *I* и *II* силы P_1 и P_2 и вибрации опор будут отсутствовать.

Величины и местоположения грузов q_{k1} и q_{k2} определяются путем подбора при многократных запусках роторов на балансировочных станках. Балансируется одна сторона ротора, затем вторая, снова переходят к первой и т. д. Затем освобождаются оба подшипника и производится проверка остаточного дисбаланса. При известном практическом навыке эта операция выполняется достаточно быстро.

В современных балансировочных станках опоры при определении необходимого груза и его местоположения всегда находятся в освобожденном состоянии. Влияние одной опоры на другую при динамическом уравнивании на балансировочных станках легко устраняется при помощи электронного устройства. Многократ-

ным переключением соответствующих цепей без остановки баланси-
ровочного станка можно определить потребные величины грузов и
их положение в выбранных плоскостях.

После подбора необходимых компенсирующих грузов $q_{к1}$ и $q_{к2}$
и места их положения, производится контроль качества уравни-
вешивания, описанный ниже.

Допустимые остаточные дисбалансы задаются конструктором
например A [г·см], на каждой из опор. Это означает, что в пере-
счете на плоскости исправления величины остаточного дисбаланса
будут соответственно для опоры I (рисунок 11)

$$B_1 = A \frac{L}{l_1} \Gamma \cdot \text{см},$$

для опоры II (21)

$$B_2 = A \frac{L}{l_2} \Gamma \cdot \text{см}.$$

Оценка уравновешенности производится по значениям B_1 и B_2
в плоскостях исправления.

Величины допустимых остаточных дисбалансов определяют зна-
чения прогибов ротора, которые будут иметь место при работе двига-
теля, а, следовательно, и уровни вибраций опор.

Для исключения значительных прогибов и вибронагрузок на
опоры значения остаточных дисбалансов должны быть минимально
возможными.

1.4 Принципы определения величины и местоположения динамической неуравновешенности роторов

Основываясь на установившихся типах современных балансировочных станков, наиболее часто встречающихся в практике, рассмотрим принципы определения величины и местоположения динамической неуравновешенности роторов.

Определение величины неуравновешенности

На рисунке 12 приведена принципиальная схема части балансировочного станка, используемая для определения величины неуравновешенности. При вращении динамически неуравновешенного ротора 1 опоры А и Б приходят в колебательное движение в горизонтальной плоскости и силовые линии постоянных магнитов 3, укрепленных на люльках 11, пересекают витки катушек 9. Возникающая ЭДС, пройдя преобразующие устройства 4 и усилитель 5, заставляет отклоняться стрелку чувствительного гальванометра 6. По величине отклонения стрелки гальванометра и судят о величинах неуравновешенности ротора, имея в виду, что амплитуды колебания опор пропорциональны неуравновешенности. Обычно гальванометров 6 ставится не два, а один. При помощи переключателя можно снимать ЭДС с той или другой катушки 9.

Определение местоположения неуравновешенности

В современных балансировочных станках для отыскания местоположения неуравновешенности используются **стробоскопический эффект** и критические обороты.

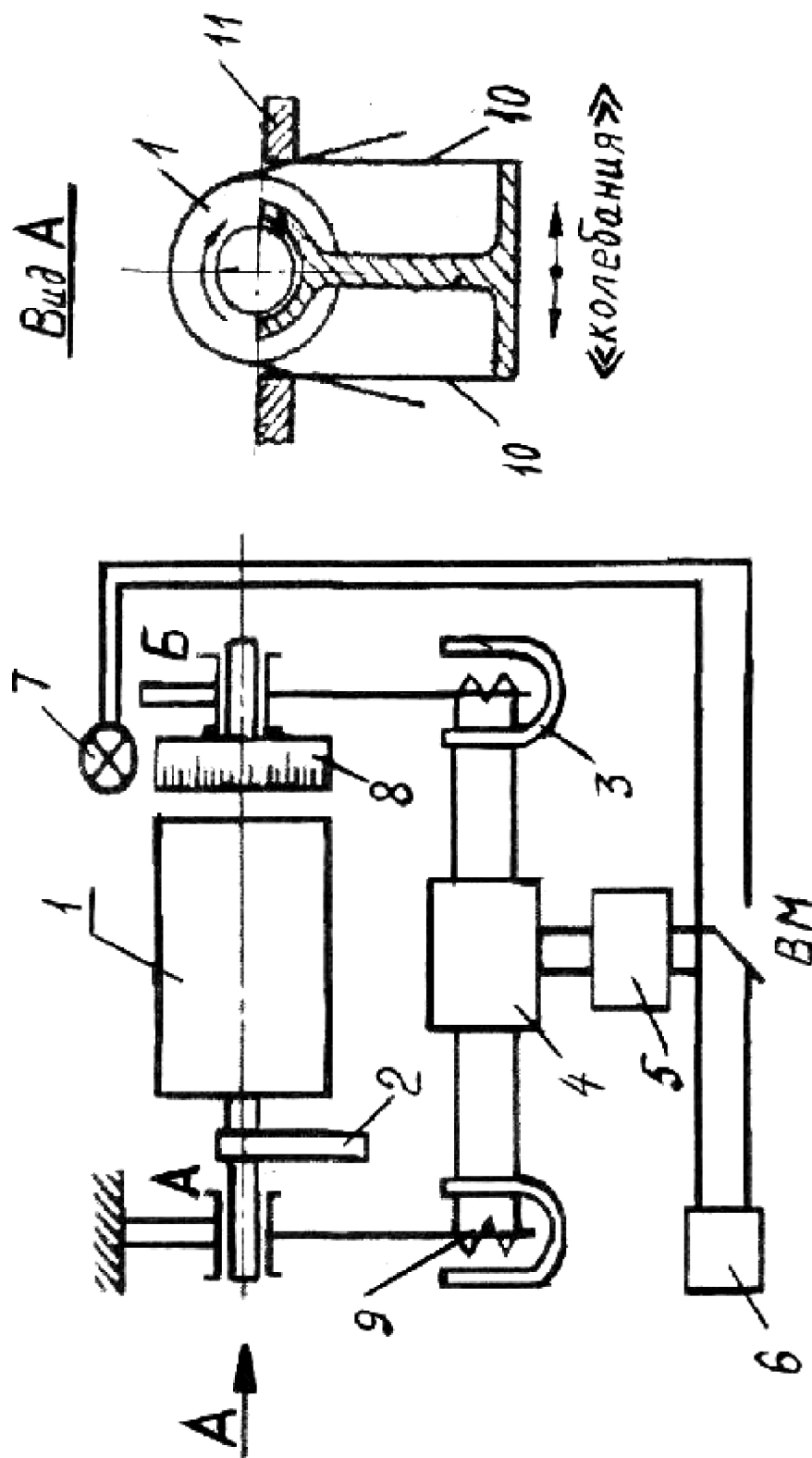


Рисунок 12 – Схема станка для динамической балансировки:
 1 – ротор; 2 – ременный привод; 3 – постоянный магнит; 4 – преобразователь;
 5 – усилитель; 6 – стрелочный прибор; 7 – неоновая лампа; 8 – диск с угловыми делениями; 9 – катушка; 10 – ленты подвески опор станка; 11 – люлька

Известно, что глаз человека сохраняет зрительное впечатление в течение примерно 0,1 сек. Если какой-то процесс повторяется с

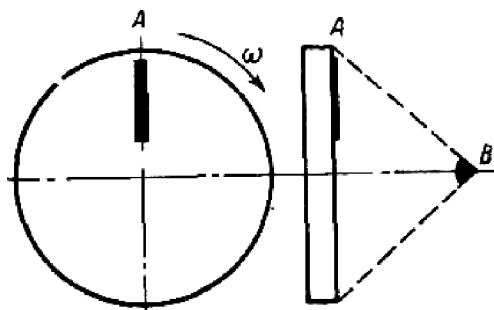


Рисунок 13 – Схема стробоскопического эффекта

частотой менее 0,1 сек, то он сливается в единую неподвижную картину. Рассмотрим это на примере вращающегося диска с нанесенной на его поверхности полосой (рисунок 13). Пусть диск вращается с частотой менее 0,1 сек. При каждом обороте, когда, например, полоса находится в положении *A*, поверхность диска мгновенно освещается источником света *B*; так как один оборот занимает время менее 0,1 сек, а зрительное впечатление не исчезает в течение 0,1 сек, то сохранившееся зрительное впечатление от первого освещения еще не успеет исчезнуть, как появляются последующие, и полоса будет казаться неподвижной. Это явление и называется **стробоскопическим эффектом**.

А теперь вернемся к рисунку 12. Неоновая лампа 7 вспыхивает один раз за каждый оборот в то мгновение, когда тяжелое место пересекает горизонтальную плоскость расположения преобразователя и максимальная амплитуда преобразуется в электрический сигнал. При вспышках лампа освещает определенный участок ротора и закрепленный на нем диск 8 с угловыми делениями (или метку, предварительно нанесенную в произвольном месте на торце рото-

ра). Благодаря синхронности вспышек и высокой частоте вращения создается стробоскопический эффект - наблюдателю ротор и диск кажутся остановившимися, а цифра (метка) - стоящей на месте (это положение можно зафиксировать визиром). Зная, что момент вспышки совпадает с моментом прохождения тяжелого места через плоскость преобразователя, угол дисбаланса можно легко определить. Для этого станок останавливают и ротор поворачивают так, чтобы цифра (метка) заняла положение, в котором ее наблюдали при работе. Тогда тяжелое место будет находиться в плоскости расположения преобразователей.

Процесс балансировки обычно ведется отдельно по левой опоре *A*, затем по правой *B* и включает следующие этапы. Сначала по индикатору определяется величина дисбаланса, затем угол дисбаланса и производится корректировка масс с помощью навесок пластилина. Контрольный пуск позволяет проверить соответствие остаточного дисбаланса допускаемому значению. Наконец, проводится окончательная корректировка масс. Пластилиновые навески заменяют соответствующими грузами (балансировочными винтами, пластинами) или снимают металл с тяжелого места.

Описанный процесс отыскания динамической неуравновешенности дан весьма упрощенно, что, однако, достаточно для понимания его физической сущности.

С методиками балансировки и балансировочными станками более подробно можно ознакомиться по специальной литературе, перечень которой приведен в конце данного методического пособия.

2 Конструкция балансируемого ротора

Ротор компрессора газотурбинного двигателя ГТД-350 представляет собой комбинации осевого 7 ступенчатого компрессора и центробежной ступени, установленных на одном валу. Ротор устанавливается в корпусе на двух подшипниках - переднем шариковом и заднем роликовом. В конструкции лабораторной установки для повышения точности балансировки используются подшипники скольжения.

Рабочая частота вращения ротора 4000 об/мин. Вес ротора примерно 10 кг. Для уравнивания ротора используются две плоскости приведения: впереди ротора установлена специальная шайба, фиксируемая на валу по лыске и закрепляемая болтом; на заднем конце ротора для уравнивания используются гребешки лабиринтных уплотнений по торцу центробежного колеса. При балансировке на шайбе и гребешках снимается металл.

В лабораторной работе в конструкцию ротора, уравновешенного на заводе искусственно внесён дисбаланс. Поэтому при выполнении операций уравнивания необходимо не снимать металл в "тяжелом" месте, а делать налестки пластилина в "легком" месте ротора. Плоскости установки налестки пластилина и их радиус расположения выбираются студентами самостоятельно.

3 Особенности конструкции станка АМ – 10

Балансировочный станок АМ – 10 (рисунок 14) производства ГДР имеет ряд особенностей.

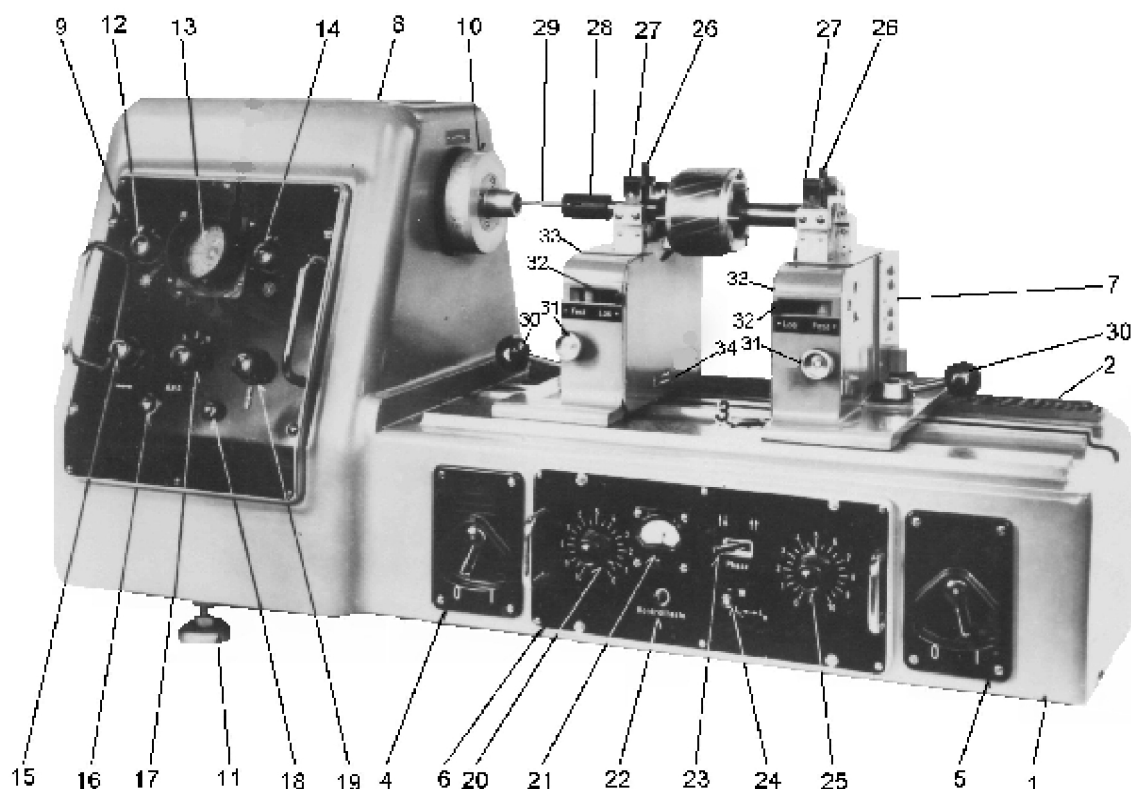


Рисунок 14 – Балансировочный станок АМ10:

1-станина; 2-полосы скольжения; 3-ватерпас; 4-выключатель привода; 5-выключатель измеряющего устройства; 6-панель управления опорами; 7-вставка осциллятора; 8-корпус привода; 9- панель управления осциллографом; 10-привод; 11-ножка станка; 12-регулятор светлости; 13-экран осциллографа; 14-регулятор отчетливости; 15, 19-регуляторы нулевой точки; 16-предохранитель; 17-переключатель измерительного диапазона; 18-контрольная лампа; 20-регулятор потенциометра левой опорной стойки; 21-контрольный прибор; 22-контрольная кнопка; 23-переключатель фаз; 24-переключатель плоскости измерения; 25- регулятор потенциометра правой опорной стойки; 26-защитная дуга; 27-фиксатор дуги; 28-полумуфта; 29-карданный вал; 30-фиксаторы опорных стоек; 31-зажимной маховик; 32-запорный рычаг; 33-опорные стойки; 34-маховик высоты.

Устанавливаемый на опоры ротор жестко через карданный вал 29 соединен с приводом 10. Этим обеспечивается стабильность оборотов ротора (нет условий проскальзывания как при ременном приводе), однако возможна передача возмущений на ротор со стороны карданного вала привода. Необходимо использовать также специаль-

ную полумуфту 28 для сцепления детали с валиком привода.

Перед пуском, остановом, во время монтажа и демонтажа ротора и при установке наклеек пластины опоры 33 станка должны быть арретированы ручками “Los – Fest” 32 в положении “Fest”. Только после набора стабильных оборотов при включении левой нижней ручки 4 из положения “0” в положение “I” опоры можно разарретировать переключением ручки 32 в положение “Los”. Показывающий прибор станка представляет собой осциллограф 13 с цифровой сеткой (рисунок 15).

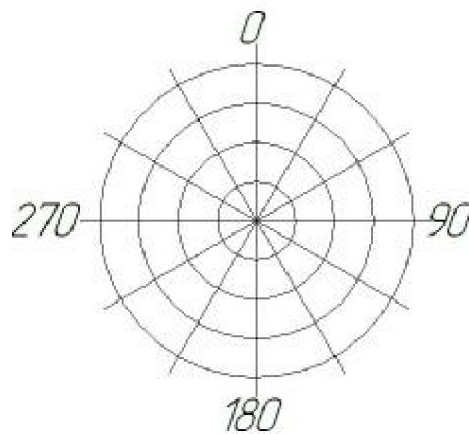


Рисунок 15 – Цифровая сетка осциллографа

Деления по радиусу позволяют вести измерения величины неуравновешенности в микронах эксцентриситета центра тяжести для трех диапазонов чувствительности при разных положениях переключателя 17:

- 1 - от 1 до 4 мкм;
- 2 - от 5 до 20 мкм;
- 3 - от 25 до 100 мкм.

Круговая развертка сигнала датчика на экране осциллографа позволяет определить величину неуравновешенности по радиусу круга

развертки и местоположение неуравновешенной массы - по точке повышения светимости на круговой развертке луча и круговой шкале. Отсчитываемый на осциллографе угол точки по лимбу диска на приводном валике 10 переносится на соответствующую плоскость уравновешивания.

При измерениях оба потенциометра 20 и 25 станка должны быть установлены на "0", а переключатель фаз 23 в положение противофазы ($\uparrow\downarrow$). Переключатель плоскости измерения "L" 24 ставится в положение левой "Le" или правой "Lr" плоскости. Питание измерительного блока включается правым нижним тумблером 5 из положения "0" в положение "I".

Во избежание прожигания экрана осциллографа не допускается большая яркость свечения точки на осциллографе при включении питания. Фокусировка точки на экране обеспечивается ручками 12, 14, 15 и 19 с указателями на передней панели управления осциллографом 9.

Принципиальная схема работы балансировочного станка АМ – 10 представлена на рисунке 16.

4 Технологические указания по балансировке ротора

Технологические указания технологического процесса балансировки ротора компрессора газотурбинного двигателя ГТД-350 представлены в виде технологических карт в соответствии с действующими руководящими технологическими материалами и требованиями ГОСТа.

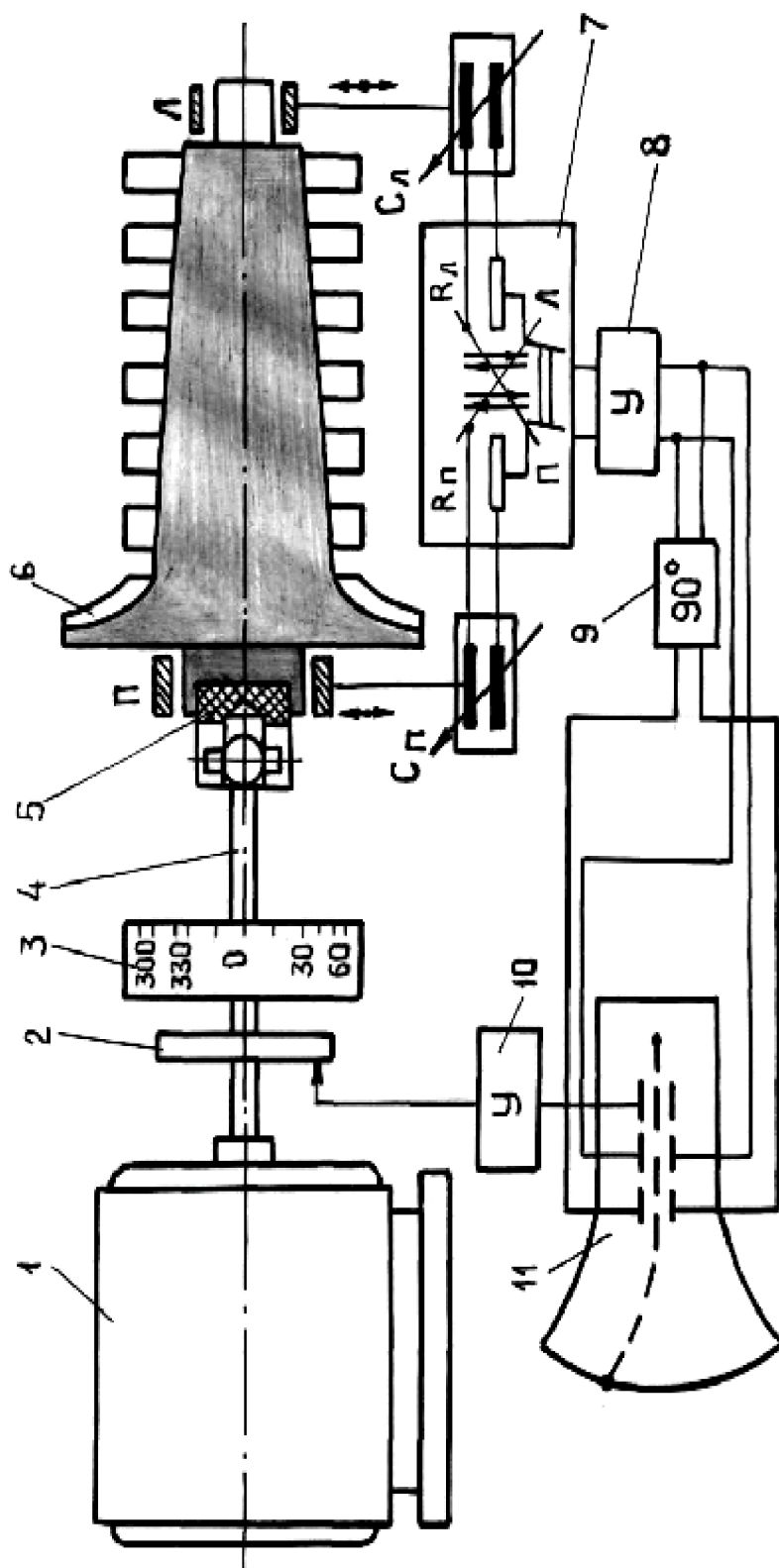


Рисунок 16 – Схема балансировочного станка АМ – 10:

1 – мотор привода; 2 – фазовый диск; 3 – указатель угла дисбаланса; 4 – вал привода; 5 – муфта сцепления; 6 – балансируемый ротор; 7 – пульт управления; 8 – усилитель сигнала датчика; 9 – сдвиг фазы колебаний; 10 – усилитель фазовой метки; 11 – трубка осциллографа

К РР ГТД – 350	ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ КАРТА №1	На страницах 33– 34	
Пункт РР	Наименование работы: Подготовительные операции на установке	Трудоёмкость (чел.-ч)	
Содержание операции и технические требования (ТТ)		Работы, выполняемые при отклонениях от ТТ	Конт- роль
<ol style="list-style-type: none"> 1. Перед установкой ротора проверить, что арретеры 32 опор стоят в положении “Fest”. 2. Установить ротор на опоры 33 станка, обеспечив сцепление приводного валика 10 с полумуфтой 28 на роторе (см.рисунок 14). 3. Зафиксировать опоры защелками 27, одеть защитное стекло. 4. Установить на ротор защитный кожух. 5. Вкладыши 26 опор и кардан 29 привода смазать консистентной смазкой. 6. Правым нижним переключателем 5 включить питание измерительного блока. И прогреть 5 минут 7. После прогрева отрегулировать яркость свечения точки на осциллографе 13, фокусировку и местоположение соответствующими ручками 12, 14,15 и 1 9 на передней панели. 			

Содержание операции и технические требования (ТТ)			Работы, выполняемые при отклонениях от ТТ	Контроль
<p>ВНИМАНИЕ. ВО ИЗБЕЖАНИЕ ПРОЖИГА ЭКРАНА ОСЦИЛЛОГРАФА НЕ ДОПУСКАЕТСЯ БОЛЬШАЯ ЯРКОСТЬ СВЕЧЕНИЯ ТОЧКИ НА ОСЦИЛЛОГРАФЕ ПРИ ВКЛЮЧЕНИИ ПИТАНИЯ.</p> <p>8. Переключатель диапазона измерений 17 (шкалы чувствительности) поставить в положение "З".</p> <p>9. Потенциометры 20 и 25 на панели управления поставить в положение "0", переключатель фаз 23 поставить в положение "↑ ↓".</p>				
Контрольно-проверочная аппаратура (КПА)	Инструменты и приспособления	Расходуемые материалы	Дополнительно используемые карты	
Балансировочный станок АМ – 10		Консистентная смазка ЦИАТИМ – 201		

К РР ГТД – 350	ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ КАРТА №2	На страницах 35– 38	
Пункт РР	Наименование работы: Балансировка ротора ГТД – 350	Трудоёмкость (чел.-ч)	
Содержание операции и технические требования (ТТ)		Работы, выполняемые при отклонениях от ТТ	Конт- роль
<ol style="list-style-type: none"> 1. Включить привод станка левым нижним переключателем 4 и после набора стабильных оборотов разарретировать левую опору переключением ручки 32 в положение “Los”. 2. В положении переключателя плоскости измерения 24 "Le" замерить в мкм по осциллографу 13 величину эксцентриситета по левой "e_л" плоскости приведения, а также угол α_n расположения "тяжелого" места. 3. Записать измеренные значения в протокол. 4. Зафиксировать левую опору и, освободив правую, провести аналогичные измерения для правой плоскости. 5. Арретировать опоры и выключить привод станка. 			

Содержание операции и технические требования (ТТ)	Работы, выполняемые при отклонениях от ТТ	Контроль
<p>6. Произвести расчет допустимой величины остаточного эксцентриситета центра тяжести $e_{ост}$ (остаточного дисбаланса) из условий:</p> $F = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot e_{ост}; \quad F = (0,2 \div 0,3)G;$ $n = 4000 \text{ мин}^{-1}; \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2.$ <p>7. Сопоставить измеренные значения e с допустимым $e_{ост}$. Результаты записать в протоколе.</p> <p>8. Произвести расчет веса налесток пластилина по левой m_l и правой m_n плоскостям приведения из условий:</p> $e_l \cdot G = m_l \cdot r_l; \quad e_n \cdot G = m_n \cdot r_n; \quad G = 2000 \text{ г.}$ <p>Радиусы налестки r_l и r_n выбираются самостоятельно.</p> <p>9. Подобрать налестки на весах с разновесами. Результаты записать в протокол.</p> <p>10. Прилепить к ротору на выбранных радиусах r_l и r_n на углах $\alpha_l + 180^\circ$ и $\alpha_n + 180^\circ$ по лимбу диска приводного валика 10 подобранные массы пластилина.</p>		

Содержание операции и технические требования (ТТ)	Работы, выполняемые при отклонениях от ТТ	Контроль
<p>11. Повторить операции п.п. 1 и 2. Включить привод станка и произвести отсчет величин e_l и e_n, a_l и a_n аналогично п.2 данной технологической карты.</p> <p>12. Результаты записать в протокол.</p> <p>13. Сопоставить измеренные значения e_l и e_n с допустимым $e_{ост}$.</p> <p>ПРИМЕЧАНИЕ. При неправильном выборе угла наклейки пластилина будет происходить угловое смещение светящейся точки на осциллографе. Если масса наклейки больше требуемой, то точки переместятся на 180°, т.е. "легкое" место станет "тяжелым".</p>	<p>Если показания уменьшатся, диапазон чувствительности ручкой переключателя 17 необходимо установить в положение 2 и повторить замеры.</p> <p>Произвести корректировку устанавливаемых наклеек с учетом показаний станка согласно пункту 11.</p>	

Содержание операции и технические требования (ТТ)			Работы, выполняемые при отклонениях от ТТ	Контроль
<p>14. Определить фактический остаточный эксцентриситет массы ротора по плоскостям приведения, который измеряется на станке после установки на- лепок и их корректировки. Эти условия определяются четкостью снимаемого сигнала (наблюдается несколько нечетных круговых разверток, светлая точка не имеет фиксированного положения на экране).</p> <p>15. Результаты записать в протокол.</p> <p>16. Сопоставить $e_{ост\ ср}$ с допустимым $e_{ост}$.</p> <p>17. По $e_{ост\ ср}$ рассчитать фактическую неуравновешенную силу F сопоставив ее с весом G.</p> <p>18. Результаты записать в протокол.</p>				
Контрольно- проверочная аппарату- ра (КПА)	Инструменты и приспособления	Расходуемые материалы	Дополнительно используемые карты	
Балансировочный станок АМ – 10. Весы.		Пласталин.		

5 Содержание отчета

Отчет о выполненной лабораторной работе должен содержать:

1. Схему работы балансировочного станка.
2. Результаты:
 - измерения имеющейся неуравновешенности;
 - расчета требуемой уравновешенности;
 - расчета величины наклепок и их углов;
 - расчета остаточного дисбаланса.
3. Выводы по работе.

6 Контрольные вопросы

1. Основные причины возникновения дисбаланса ротора турбокомпрессора?
2. В чем заключается физическая сущность возникновения вибрации?
3. Технология статического уравновешивания?
4. Технология динамической балансировки?
5. Погрешности, возникающие при балансировке? Методы устранения погрешностей?
6. Принцип работы балансировочного станка?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Арянин, Б. В. Статическая и динамическая балансировка роторов газовых турбин [Текст] / Б. В. Арянин – М.: Машиностроение, 1967. – 32с.
2. Никитин, А.Н. Технология сборки и автоматизация производства воздушно-реактивных двигателей [Текст] / А.Н. Никитин, Серебрянников Г.З.– М.: Машиностроение, 1992. – 368с.
3. Васильев, В.С. Станки и приборы для динамической балансировки [Текст]/ В.С. Васильев, Крутко П. С. – М.: Машгиз, 1959.– 284с.
4. Никитин, А.Н. Технология сборки двигателей летательных аппаратов [Текст] / А.Н. Никитин – М.: Машиностроение, 1982. – 269с.